

基于三步法的汽车主动四轮转向控制

于树友^{1,2}, 谭 雷², 王伍洋², 陈 虹^{1,2}

(1. 吉林大学 汽车仿真与控制国家重点实验室, 长春 130022; 2. 吉林大学 通信工程学院, 长春 130012)

摘 要:为了提高线控主动四轮转向汽车的主动安全性、操纵稳定性, 将三步法控制策略应用于线控主动四轮转向车辆控制问题中, 以跟踪参考模型输出为控制目标设计了三步法控制器。该控制器由类稳态控制、考虑参考变化的前馈控制和状态相关的误差反馈控制 3 部分构成。通过对线控主动四轮转向汽车的前、后轮转角进行控制, 保证实际的车辆质心侧偏角和横摆角速度对理想的质心侧偏角和横摆角速度的状态跟踪。采用非线性八自由度汽车模型对控制器的有效性进行验证。仿真结果表明: 所设计的控制器能够跟踪上理想模型输出值, 提高了线控主动四轮转向汽车的操纵稳定性。

关键词:自动控制技术; 主动四轮转向; 模型跟踪; 三步法; 操纵稳定性

中图分类号: TP273 **文献标志码:** A **文章编号:** 1671-5497(2019)03-0934-09

DOI: 10.13229/j.cnki.jdxbgxb20170822

Control of active four wheel steering vehicle based on triple-step method

YU Shu-you^{1,2}, TAN Lei², WANG Wu-yang², CHEN Hong^{1,2}

(1. State Key Laboratory of Automotive Simulation and Control, Jilin University, Changchun 130022, China; 2. College of Communication Engineering, Jilin University, Changchun 130012, China)

Abstract: In order to improve the handling stability of active four-wheel steering vehicle based on the Steer by Wire technology, a nonlinear triple-step method is adopted to the linear active four-wheel steering systems so as to track the output of the ideal reference model. The proposed scheme consists of three parts: steady-state-like control, feedforward control considering the variation of the reference signal, and state-dependent error feedback control. The method guarantees that the actual sideslip angle and yaw rate can track the ideal sideslip angle and the ideal yaw rate by the control of the front wheel angle and rear wheel angle of active four wheel systems. A nonlinear eight DOF vehicle model is used to verify the effectiveness of the proposed scheme. Simulation results show that the designed controller can track the output of ideal reference model and improve the handling stability of the active four-wheel steering system.

Key words: automatic control technology; active four wheel steering; model tracking; triple-step method; handling stability

收稿日期: 2017-08-04.

基金项目: 国家自然科学基金项目(61573165, 61520106008).

作者简介: 于树友(1974-), 男, 教授, 博士. 研究方向: 预测控制, 非线性控制. E-mail: shuyou@jlu.edu.cn

0 引言

四轮转向技术(4WS)因其灵活的转向方式受到广泛关注,该技术能有效提高车辆操纵稳定性和主动安全性,发展前景广阔^[1]。主动后轮转向技术是研究比较成熟的四轮转向技术,该技术已在实车中成功应用。但主动后轮转向系统是典型的单输入、单输出(SISO)系统,只有后轮转角一个输入变量和质心侧偏角(或横摆角速度)一个状态变量,只能在一定程度上提高车辆的操纵稳定性。该系统执行机构价格高、质量大,很容易被转向特性相当的横向偏摆控制和电子稳定控制取代^[2-4]。

近年来,随着线控转向技术的出现,线控技术被应用到四轮转向系统中,开发出了主动四轮转向系统(SBW-4WS)。主动四轮转向系统突破了当车速和前轮转角变化时,主动后轮转向系统侧向加速度增益和横摆角速度稳态增益变化较大的局限,通过对前、后轮转角的同时控制有效地改善了车辆的转向特性^[5]。文献[6]介绍了主动四轮转向系统的前、后轮转向机构的工作原理和结构特性,在机械系统动力学自动分析软件(ADAMS)中建立了多体动力学整车模型,基于该模型设计了模糊控制器。采用模拟退火、响应面方法(RSM)近似模型与二次线搜索相结合的方法对模糊控制器的隶属度函数进行优化,极大地提高了主动四轮转向汽车的操纵稳定性。文献[7-9]以模型跟踪为控制目标设计了滑模反馈控制器,增强了系统鲁棒性。文献[10-12]采用了鲁棒 H_∞ 的控制方法,增强了主动四轮转向系统的抗干扰能力,优化了系统的转向特性,提高了主动四轮转向系统的主动安全性。文献[13,14]将最优控制方法应用于主动四轮转向系统中,消除了系统响应过程中的振荡和超调,有效地改善了汽车的瞬态响应,保证了系统高速行驶的稳定性、低速行驶的灵活性以及转弯过程的平滑性。文献[15]提出了主动四轮转向前馈控制、线性二次型最优控制和扰动观测器的综合控制策略,该方法能够有效补偿外部干扰和高阶未建模动态等不确定性的影响。

目前,主动四轮转向系统还停留在理论研究阶段,开发一种便于理解、易于实现、成本低廉的控制器能有效推动该技术的实用化。三步法控制思想源于汽车工业控制中常用的前馈加反馈控制

结构,鲁棒性强、抗干扰能力好,可用于解决跟踪控制问题^[16,17]。

主动四轮转向系统属于多输入、多输出(MIMO)耦合系统,本文针对这种MIMO复杂系统设计了三步法控制器。通过同时控制汽车的前、后轮转角,保证对理想参考值的精确跟踪,提高了主动四轮转向系统的主动安全性和操纵稳定性。

1 系统模型和控制问题的描述

1.1 主动四轮转向汽车的运动学模型

如图1所示,为了设计控制器,本文采用了能够反映主动四轮转向汽车转向系统基本特性的二自由度车辆模型。根据牛顿第二定律,得到主动四轮转向汽车的二自由度运动学方程为^[1]:

$$\begin{cases} mv(\dot{\beta} + \gamma) = F_f + F_r \\ I_z \gamma = aF_f - bF_r \end{cases} \quad (1)$$

式中: m 为整车质量; a 、 b 分别为质心到前、后轴的距离; F_f 、 F_r 分别为前、后轮胎侧向力; β 为质心侧偏角; γ 为横摆角速度; v 为质心纵向速度; I_z 为绕质心的横摆转动惯量。

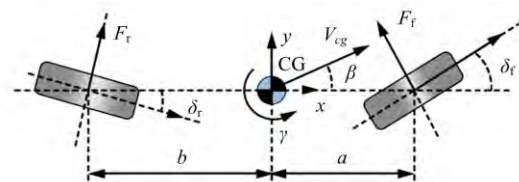


图1 二自由度车辆模型

Fig. 1 2 degree of freedom vehicle model

当轮胎侧偏角较小时,前、后轮胎侧向力可以假设为如下线性轮胎模型计算^[1]:

$$\begin{cases} F_f = k_f \beta_f \\ F_r = k_r \beta_r \end{cases} \quad (2)$$

主动四轮转向系统的前、后轮胎侧偏角可以根据下式得出:

$$\begin{cases} \beta_f = \beta + \frac{a\gamma}{v} - \delta_f \\ \beta_r = \beta - \frac{b\gamma}{v} - \delta_r \end{cases} \quad (3)$$

式中: β_f 、 β_r 分别为前、后轮胎侧偏角; k_f 、 k_r 分别为前、后轮胎侧偏刚度; δ_f 、 δ_r 分别为前、后轮转角输入。

选取状态变量 $x = [\beta \ \gamma]^T$ 和控制输入 $u = [\delta_f \ \delta_r]^T$,根据式(1)(2)(3)能够得到主动四轮转向汽车的状态空间表达式为:

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + Bu \\ y = Cx \end{cases} \quad (4)$$

式中:

$$A = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{k_f + k_r}{mv} & \frac{bk_r - ak_f}{mv^2} - 1 \\ \frac{bk_r - ak_f}{I_z} & -\frac{a^2k_f + b^2k_r}{I_z v} \end{bmatrix};$$

$$B = \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{k_f}{mv} & \frac{k_r}{mv} \\ \frac{ak_f}{I_z} & -\frac{bk_r}{I_z} \end{bmatrix}; C = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}.$$

1.2 控制问题描述

主动四轮转向系统的控制目标是实现对理想转向特性的精确跟踪。控制框图如图2所示,当驾驶员给出一个方向盘转角时,此方向盘转角经内部转换变成参考前轮转角输入 δ_f^* ,由此可以得到理想的质心侧偏角 β^* 和理想的横摆角速度 γ^* 。假设状态全部可测,将实时的 β 和 γ 输入到三步法控制器中:①由类稳态控制 $f_s(\beta, \gamma)$ 根据当前信息计算出类稳态控制律 u_s ,将系统稳定在一个小偏差调节的状态,提高系统的快速性;②参考动态前馈控制 $f_f(\beta, \gamma, \dot{\beta}^*, \dot{\gamma}^*)$,根据当前状态和理想参考目标值计算出参考动态前馈控制律 u_f ,补偿当参考动态发生变化时对系统的影响,使控制系统具有提前应对策略,提高控制器的控制效果;③通过状态相关的误差反馈控制 $f_e(\beta, \gamma, \Delta\beta, \Delta\gamma)$ 综合全部当前信息,决策出控制率 u_e ,进一步保证控制系统的稳定性、鲁棒性和抗干扰性。基于误差反馈的控制方法有很多,三步法没有规定必须使用哪一种控制方法,可根据具体问题选择恰当的控制策略。综上,确定三步法控制器的控制律 $u = u_s + u_f + u_e$,在控制器的作用下能够达到改善车辆转弯特性的目的,从而加强系统的动态性能,使汽车的运动更平稳、车身姿态更安全^[18]。

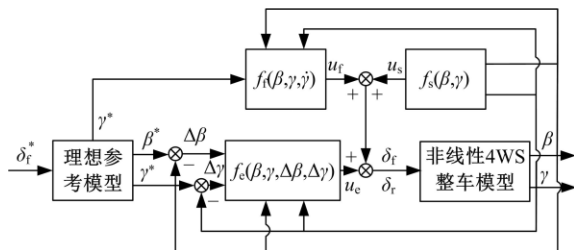


图2 主动四轮转向汽车系统框图

Fig. 2 Block diagram of active four wheel steering vehicle

2 主动四轮转向汽车的控制系统设计

2.1 理想参考模型的设计

主动四轮转向汽车理想的转向特性是既要保证系统具有与传统前轮转向汽车一致的转向灵敏度,又要保证车身具有良好的运动轨迹和姿态,即要求横摆角速度稳态增益与传统前轮转向汽车相同,质心侧偏角尽量减少到零^[19]。

考虑汽车转向灵敏度,理想的横摆角速度 γ^* 采用一阶惯性环节以减少方向盘输入突变的影响^[19]:

$$\gamma^* = \frac{k_{\gamma^*}}{1 + \tau_{\gamma}s} \delta_f^* \quad (5)$$

式中: τ_{γ} 为一阶惯性环节时间常数; k_{γ^*} 为理想横摆角速度的稳态增益,其计算公式为:

$$k_{\gamma^*} = \frac{k_f k_r (a + b) v}{k_f k_r (a + b)^2 + mv^2 (ak_f - bk_r)}$$

在侧向加速度 a_y 中消除相位滞后,能够获得更好的驾驶体验和路感。稳态时,侧向加速度与理想横摆角速度的关系为:

$$a_y = v \cdot \gamma^* \quad (6)$$

针对轮胎与路面之间附着条件对横摆角速度影响的问题,汽车的侧向加速度与最大附着系数 μ 之间必须满足如下关系:

$$|a_y| \leq \mu \cdot g \quad (7)$$

式中: g 为重力加速度。

因此,理想的主动四轮转向汽车能够避免前轮转角变化、车速对横摆角速度稳态增益、侧向加速度增益造成的影响,减轻驾驶难度,克服高速驾驶疲劳。

参照理想横摆角速度的设计思想,考虑被控对象具有纯滞后特征的一阶惯性环节^[19],理想的质心侧偏角 β^* 为:

$$\beta^* = \frac{k_{\beta^*}}{1 + \tau_{\beta}s} \delta_f^* \quad (8)$$

式中: k_{β^*} 为理想质心侧偏角增益; τ_{β} 为理想质心侧偏角响应时间常数。

为了保持车身姿态良好和驾驶员视野开阔,本文将 k_{β^*} 取为理想值0。

定义 $x_d = [\beta^* \quad \gamma^*]^T$ 为参考模型的状态变量, $u_d = [\delta_f^*]$ 为参考模型的输入量,理想参考模型的状态空间方程为:

$$\dot{x}_d = A_d x_d + B_d u_d \quad (9)$$

式中:

$$A_d = \begin{bmatrix} -\frac{1}{\tau_\beta} & 0 \\ 0 & -\frac{1}{\tau_\gamma} \end{bmatrix}; B_d = \begin{bmatrix} \frac{k_\beta}{\tau_\beta} \\ \frac{k_\gamma}{\tau_\gamma} \end{bmatrix}$$

式中: τ_β, τ_γ 的经验取值为 0.1~0.25, 本文取 0.1。

2.2 三步法控制器的设计

为了保证对理想模型的精确跟踪, 本文采用三步法控制策略进行主动四轮转向系统的控制器设计。三步法控制器物理意义清晰、结构层次分明。

三步法最早是针对 GID (Gasoline direct injection engine) 发动机轨压控制问题提出的一种控制方法, 主要应用于非线性系统的跟踪控制^[20]。在实际工程中存在很多 map, 但 map 标定困难, 会增加研发周期和开发成本, 三步法的第一步就借鉴了 map 的原理, 使系统快速处于一个类似稳态的小偏差调节状态。另外非线性控制方法在实际中也会出现许多问题, 主要原因有计算繁重、控制结构复杂、实现成本过高等, 尤其对于车辆系统而言, 存储空间和计算能力有限, 因此亟需一种简单、易于理解的可用于车辆控制的控制方法。

三步法目前主要应用于单输入、单输出系统以及反馈控制动态之间相互独立的两输入、两输出系统中, 本文将其应用于反馈控制动态之间相互耦合的标准两输入、两输出线控主动四轮转向系统中, 并给出了该方法在多输入、多输出系统中的一般性结论。该控制器由类稳态控制、参考动态前馈控制、误差反馈控制 3 部分组成, 每一部分都对应不同的控制目的, 下面将详细介绍控制器的设计过程。

第1步 类稳态控制 $f_s(\beta, \gamma)$ 。

参考汽车工程领域中使用稳态 map 控制的思想, 根据系统当前状态的测量值和估计值来设定系统的稳态值。使系统工作在一个小偏差状态, 但并不是真正的稳态, 所以称为类稳态控制^[17]。

令系统的状态 $\dot{\beta} = 0, \dot{\gamma} = 0$, 存在 $u_s = [u_{1s} \ u_{2s}]^T$ 满足式(10):

$$\dot{x} = 0 = Ax + Bu_s \quad (10)$$

因此, 能够推出类稳态控制律如下:

$$\begin{cases} u_{1s} = \beta + \frac{a^2 k_f + abk_f + bmv^2}{(a+b)vk_f} \gamma \\ u_{2s} = \beta - \frac{b^2 k_r + abk_r - amv^2}{(a+b)vk_r} \gamma \end{cases} \quad (11)$$

第2步 参考动态前馈控制 $f_f(\beta, \gamma, \dot{\beta}^*, \dot{\gamma}^*)$ 。

对于一个复杂系统来说, 类稳态控制的精度不够。引入参考动态前馈控制, 当参考动态发生变化时, 系统能够有应对策略, 提高系统响应的快速性和瞬态特性^[18]。

引入参考动态前馈控制律 $u_f = [u_{1f} \ u_{2f}]^T$, 使其满足:

$$\dot{x} = Ax + B(u_s + u_f) \quad (12)$$

根据式(9), 令 $\dot{x} = \dot{x}_d$, 同时, 由式(10)可知, $Ax + Bu_s = 0$, 能够得到: $\dot{x}_d = Bu_f$ 。因此, 参考动态前馈控制律的具体形式如下:

$$\begin{cases} u_{1f} = \frac{I_z}{(a+b) \cdot k_f} \dot{\gamma}^* \\ u_{2f} = -\frac{I_z}{(a+b) \cdot k_r} \dot{\gamma}^* \end{cases} \quad (13)$$

第3步 误差反馈控制 $f_e(\beta, \gamma, \dot{\beta}^*, \dot{\gamma}^*)$ 。

对于一个实际系统来说, 外界干扰、自身参数变化等不确定性因素的影响是实时存在且不能忽略的。引入误差反馈控制, 可提高系统的鲁棒性和抗干扰能力^[16]。

定义跟踪误差为:

$$e = x_d - x = [\beta^* - \beta \ \gamma^* - \gamma]^T \quad (14)$$

引入误差反馈控制律 $u_e = [u_{1e} \ u_{2e}]^T$, 使其满足:

$$\dot{x} = Ax + B(u_s + u_f + u_e) \quad (15)$$

定义质心侧偏角和横摆角速度的误差分别为: $e_\beta = (\beta^* - \beta)$, $e_\gamma = (\gamma^* - \gamma)$ 。根据式(14)可以得到跟踪误差的导数:

$$\dot{e} = \dot{x}_d - \dot{x} = [\dot{\beta}^* - \dot{\beta} \ \dot{\gamma}^* - \dot{\gamma}]^T \quad (16)$$

将式(11)(13)代入式(16)可以得到质心侧偏角和横摆角速度的误差导数:

$$\begin{cases} \dot{e}_\beta = -b_{11}u_{1e} - b_{12}u_{2e} \\ \dot{e}_\gamma = -b_{21}u_{1e} - b_{22}u_{2e} \end{cases} \quad (17)$$

假设所设计的跟踪误差反馈控制律具有状态反馈的形式:

$$\begin{cases} u_{1e} = m_1 e_\beta + m_2 e_\gamma \\ u_{2e} = m_3 e_\beta + m_4 e_\gamma \end{cases} \quad (18)$$

将式(18)代入式(17)能够得到:

$$\dot{e} = ze \quad (19)$$

式中:

$$z = \begin{bmatrix} -(m_1 b_{11} + m_3 b_{12}) & -(m_2 b_{11} + m_4 b_{12}) \\ -(m_1 b_{21} + m_3 b_{22}) & -(m_2 b_{21} + m_4 b_{22}) \end{bmatrix}$$

求解矩阵的特征方程 $|\lambda I - z| = 0$ 。只要矩阵的特征值 λ 满足 $\lambda_i(z) < 0, i = 1, 2$, 则系统稳定。

由于该系统是二阶系统, $\lambda_i(z) < 0, i = 1, 2$, 等价于: ① $\lambda_1 + \lambda_2 < 0$; ② $\lambda_1 \cdot \lambda_2 > 0$ 。

根据上述条件和式(19), 能够推出:

$$\begin{cases} m_2 m_3 - m_1 m_4 > 0 \\ (I_z m_1 + amvm_2)k_f + (I_z m_3 - bmv m_4)k_r > 0 \end{cases} \quad (20)$$

因此, 只需满足 $m_1 > 0, m_2 > 0, m_3 > 0, m_4 < 0$ 就能够保证系统稳定。

综上, 三步法控制器的综合控制律为:

$$u = u_s + u_f + u_e \quad (21)$$

需要注意的是, 式(20)给出的是一组保证系统稳定的充分条件解。

2.3 误差反馈控制参数的整定

为了降低控制器调试难度, 便于工程整定, 现对所设计控制器进行化简, 在保证系统稳定的前提下, 对式(18)进行解耦:

$$-(m_2 b_{11} + m_4 b_{12}) = -(m_1 b_{21} + m_3 b_{22}) = 0 \quad (22)$$

得到:

$$m_1 = \frac{bk_r}{ak_f} m_3; m_2 = -\frac{k_r}{k_f} m_4 \quad (23)$$

设存在参数 k_1, k_2 , 使 m_1, m_2, m_3, m_4 满足:

$$\begin{cases} m_1 = \frac{m vb}{(a+b)k_f} k_1; m_2 = \frac{I_z}{(a+b)k_f} k_2 \\ m_3 = \frac{amv}{(a+b)k_r} k_1; m_4 = -\frac{I_z}{(a+b)k_r} k_2 \end{cases} \quad (24)$$

将式(24)代入到式(19)中, 能够得到误差反馈系统的简化形式:

$$\begin{cases} \dot{e}_\beta = -k_1 e_\beta \\ \dot{e}_\gamma = -k_2 e_\gamma \end{cases} \quad (25)$$

此时, 满足 $k_1 > 0, k_2 > 0$, 误差反馈系统就满足指数稳定条件。

最后, 通过仿真调试, 在保证系统稳定的参数

范围内选取三步法控制器的误差反馈控制参数如下:

$$k_1 = 500; k_2 = 200$$

相应的误差反馈控制律为:

$$u_e = \begin{bmatrix} u_{1e} \\ u_{2e} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{500m vb}{(a+b)k_f} & \frac{200I_z}{(a+b)k_f} \\ \frac{500amv}{(a+b)k_r} & -\frac{200I_z}{(a+b)k_r} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} e_\beta \\ e_\gamma \end{bmatrix} \quad (26)$$

至此三步法控制器设计完成, 从上述设计过程可知, 运用三步法控制方法设计的控制器结构简单、物理意义清晰、待调参数少。另外, 从控制率的形式上可知控制律与状态相关, 控制器具有自适应性。

3 仿真

采用在 Matlab/Simulink 环境中建立的非线性 8 自由度主动四轮转向车辆模型^[21]对所设计的三步法控制器进行验证。

为全面验证控制器的有效性, 进行了方向盘角阶跃和方向盘连续正弦试验, 并与前轮转向汽车(FWS)和比例控制的主动后轮转向汽车进行对比。3 种车辆的基本参数相同, 整车参数如表 1 所示。比例控制的主动后轮转向汽车的后轮转角与其前轮转角的比值为^[22]:

$$k = \frac{\delta_r}{\delta_f} = \frac{-b + mav^2/k_f L}{a + mbv^2/k_f L} \quad (27)$$

表 1 整车参数

Table 1 Vehicle parameters

参数	数值
整车质量 m/kg	1704.7
质心到前轴的距离 a/m	1.035
质心到后轴的距离 b/m	1.665
横摆转动惯量 $I_z/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	3048.1
前轮侧偏刚度 $k_f/(\text{N} \cdot \text{rad}^{-1})$	39515.0
后轮侧偏刚度 $k_r/(\text{N} \cdot \text{rad}^{-1})$	39515.0

3.1 方向盘角阶跃试验

方向盘角阶跃试验是衡量汽车操纵稳定性的重要试验。为了全面地评价三步法控制器的控制效果, 分别在汽车低速和高速两种状态下进行方向盘角阶跃试验。

3.1.1 方向盘角阶跃低速试验

仿真工况设置: 车速为 10 m/s; 参考前轮转角输入为 $5^\circ (0.0873 \text{ rad})$ 的角阶跃信号; 起跃时间

为1 s;总仿真时间为6 s。

由图3(a)可知:在10 m/s低速时,三步法控制器控制下的线控主动四轮转向车辆的质心侧偏角始终保持为零;采用比例控制方法的4WS车辆的质心侧偏角响应曲线出现超调;而FWS车辆质心侧偏角的绝对值远大于其他两条曲线上的最大值。由图3(b)可知:在三步法控制器的配合下主动4WS车辆的横摆角速度曲线接近FWS车辆的横摆角速度曲线,说明驾驶员的驾驶体验感基本不会发生变化。比例控制下的4WS车辆的横摆角速度曲线远离FWS车辆的横摆角速度曲线,驾驶员的驾驶体验感会发生较大变化。由图3(c)可知:三步法控制下的4WS车辆的侧向加速度响应曲线基本与理想响应重合,比例控制的4WS汽车和FWS汽车的侧向加速度均存在超调,虽然最后也趋于稳定,但与理想值有较大的偏差。

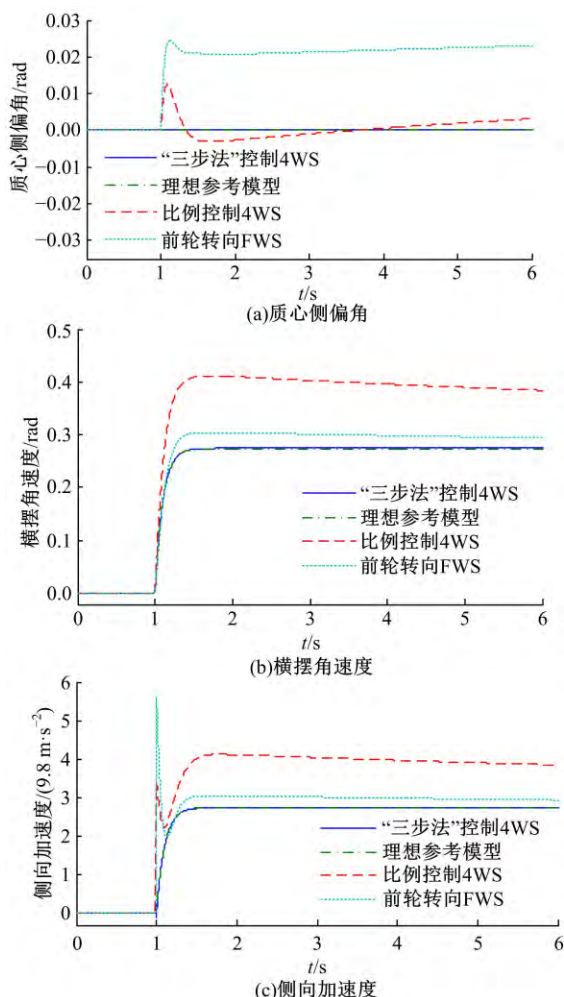


图3 低速时方向盘角阶跃响应曲线

Fig. 3 Step response curves of steering wheel angular at low speed

3.1.2 侧向风干扰时方向盘角阶跃高速试验

仿真工况设置:车速为30 m/s;参考前轮转角输入为 3° (0.0524 rad)的角阶跃信号;起跃时间为1 s;在3~5 s时加入侧向风干扰,风速为15 m/s;侧风力作用点到汽车质心的距离为0.1 m;总仿真时间为6 s。

分析图4(a)可知:高速时,比例控制下的主动4WS车辆的质心侧偏角与理想值相比有较大偏差,而三步法控制下的主动4WS车辆还能保持精确的跟踪,且几乎不受侧向风的影响,具有良好的运动姿态。在两种控制器(三步法控制器、比例控制器)的对比中,三步法控制器展现出更好的控制效果,而此时FWS汽车的安全性难以保证。从图4(b)可以看出:三步法控制的主动4WS汽车能精确跟踪理想参考模型,而比例控制的4WS汽车

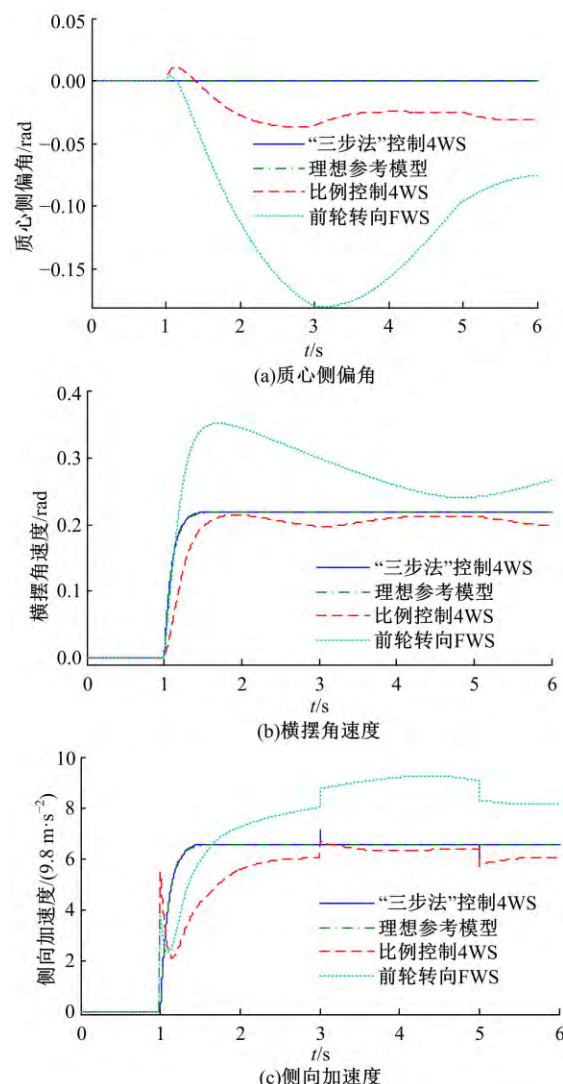


图4 高速且受侧向风干扰时方向盘角阶跃响应曲线

Fig. 4 Step response curves of steering wheel angular at high speed under crosswind

的横摆角速度响应速度较慢,虽然具备抗干扰性能,但与三步法相比效果较差,而FWS汽车已受侧风影响,失去稳定性。从图4(c)可以看出:在加入侧风后,比例控制的4WS汽车和FWS汽车的侧向加速度曲线远离理想响应曲线,波动明显,抗干扰的能力较差;而三步法控制的4WS汽车的侧向加速度响应曲线仍然与理想曲线保持一致,虽然受侧风的影响,但系统能够快速调节,保持行驶稳定性。

3.1.3 整车质量变化时方向盘角阶跃高速试验

仿真工况设置:车速为30 m/s;参考前轮转角输入为 3° (0.0524 rad)的角阶跃信号;起跃时间为1 s;整车质量以300 kg递增,分别为1704.7、2004.7、2304.7、2604.7 kg;总仿真时间为6 s。

由图5(a)(b)(c)可以看出:虽然整车质量在不断增加,但三步法控制器的控制作用并没有因此而受到影响,质心侧偏角、横摆角速度和侧向加速度基本上没有变化。这也说明该控制器使用范围不受车型的限制,可以有效地抑制整车质量变

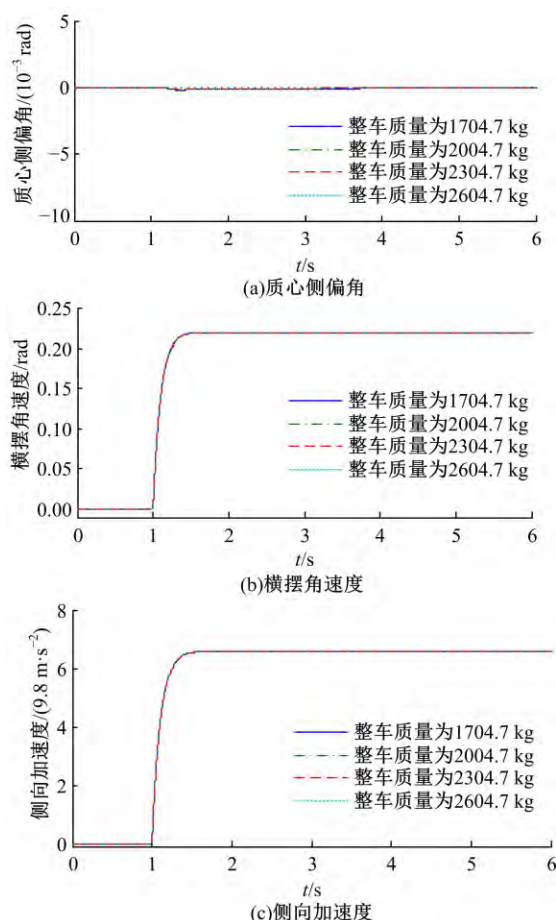


图5 高速且整车质量变化时的方向盘角阶跃响应曲线
Fig. 5 Step response curves of steering wheel angular at high speed under change of vehicle mass

化等不确定性的影响。

3.2 方向盘连续正弦试验

方向盘连续正弦试验是让汽车连续地进行移线行驶,通过观测汽车的质心侧偏角、横摆角速度、侧向位移等数据来对汽车的操纵稳定性以及安全性进行客观评价。

3.2.1 方向盘连续正弦高速试验1

为了验证本文三步法控制器的优越性,采用线性二次调节(LQR)的主动4WS汽车^[23]与三步法控制的主动4WS汽车进行仿真试验对比。

仿真工况设置:车速为30 m/s;从0 s开始输入正弦参考前轮转角,输入角频率为3.14 rad/s,幅值为 3° (0.0524 rad);经过反复仿真试验确定线性二次调节(LQR)控制器的参数 $Q = \text{diag}\{200, 500\}$, $R = \text{diag}\{1, 1\}$;总仿真时间为6 s。

由图6(a)(b)(c)可以看出:采用三步法控制和LQR控制的主动4WS汽车的质心侧偏角、横摆角速度和侧向加速度都能以较高的精度跟踪理

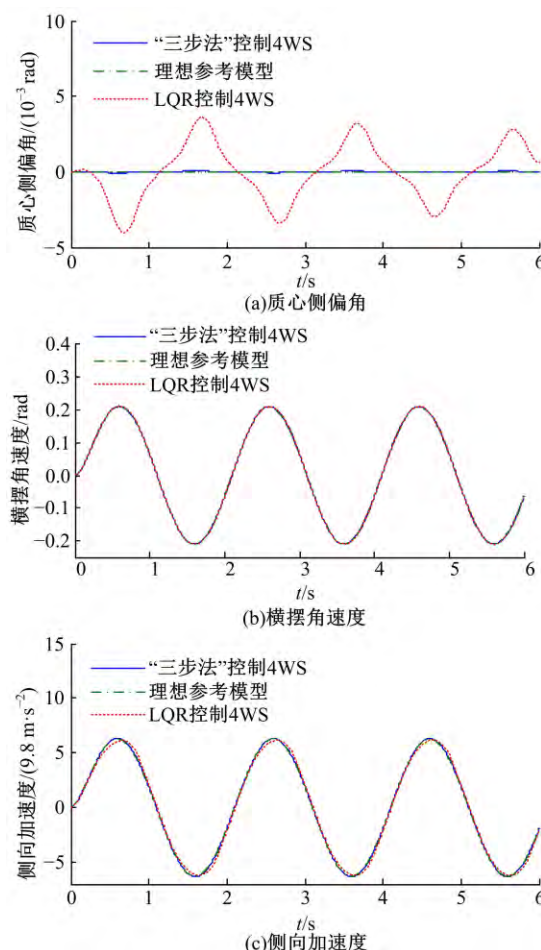


图6 高速时方向盘连续正弦响应曲线(试验1)
Fig. 6 Sinusoidal response curves of steering wheel at high speed (Test 1)

想参考模型。三步法控制的主动4WS汽车的质心侧偏角小于LQR控制下的主动4WS汽车的质心侧偏角,具有更好的行驶稳定性;相比于LQR控制,三步法控制的主动4WS汽车对理想侧向加速度的跟踪精度更高、操纵性更好。

3.2.2 方向盘连续正弦高速试验2

仿真工况设置:车速为30 m/s;参考前轮转角输入为 $3^\circ(0.0524 \text{ rad})$ 的角阶跃信号;起跃时间为1 s;总仿真时间为6 s。

如图7(a)所示,三步法控制的主动4WS汽车的质心侧偏角能够保证对理想参考值的精确跟踪;比例控制的4WS汽车和FWS汽车的质心侧偏角响应曲线虽然趋势上能与理想参考轨迹保持一致,但始终存在偏差。如图7(b)所示,三步法控制的主动4WS汽车的横摆角速度曲线与理想参考值一致;但是前轮转向车辆和比例控制下的主动四轮转向车辆的横摆角速度曲线均存在误差,

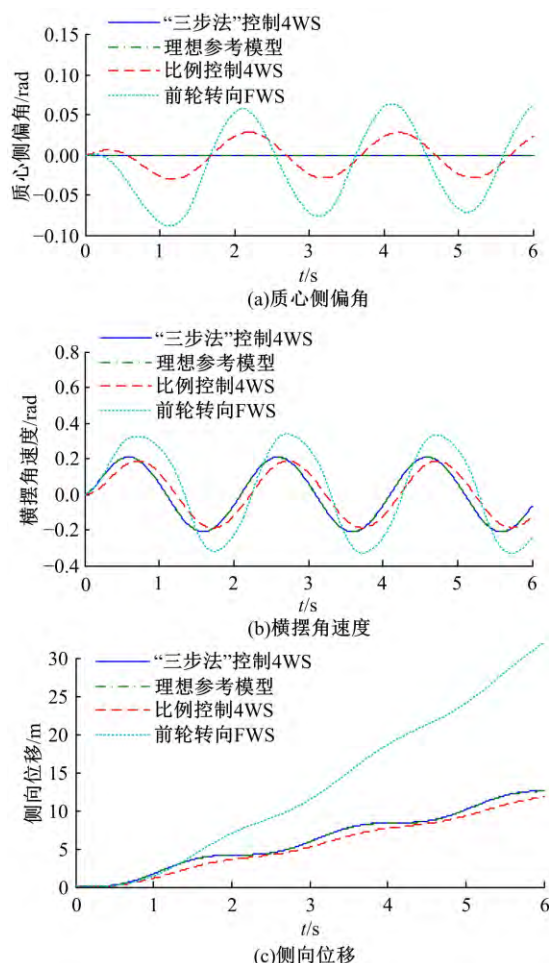


图7 高速时方向盘连续正弦响应曲线(试验2)

Fig. 7 Sinusoidal response curves of steering wheel at high speed (Test 2)

且误差绝对值偏大,会对行驶中的车辆造成一定的影响。如图7(c)所示,三步法控制的主动4WS汽车完成了连续移线任务;比例控制的4WS汽车精度不高,连续移线任务完成度不如三步法控制的4WS汽车;FWS汽车的侧向位移和理想值出现大幅度偏差。

由图8可知,三步法控制器输出的前、后轮转角的数值变化范围比较合理。

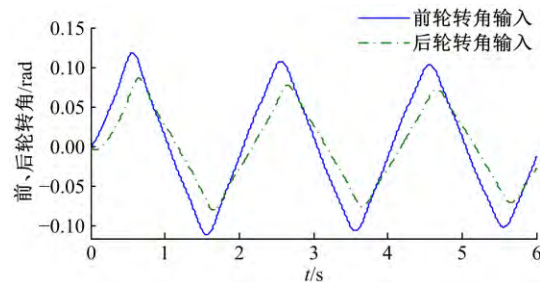


图8 三步法控制器的输出

Fig. 8 Output of triple-step method controller

4 结束语

针对线控主动四轮转向系统以跟踪参考模型为目标,采用类稳态控制、基于参考动态的前馈控制和与动态相关的反馈控制的方法,设计了结构清晰且易于工程实现的三步法控制器。仿真结果表明:三步法控制器能够适用于两输入、两输出系统;在三步法控制器的配合下,4WS车辆的质心侧偏角始终可以保持为零,也能够对理想横摆响应进行精确跟踪,从而实现了提高操纵稳定性和安全性的目的。另外,三步法控制器能够消除侧向风干扰和整车质量变化等不确定性的影响,控制效果优于LQR控制下的线控主动4WS汽车。

参考文献:

- [1] Yuhara N. A review of four-wheel steering studies from the viewpoint of vehicle dynamics and control[J]. Vehicle System Dynamics, 2016, 18(1-3):151-186.
- [2] Yin G D, Chen N, Wang J X, et al. Robust control for 4WS vehicles considering a varying tire-road friction coefficient[J]. International Journal of Automotive Technology, 2010, 11(1):33-40.
- [3] Lv H, Liu S. Closed-loop handling stability of 4WS vehicle with yaw rate control[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 59(10):595-603.
- [4] Li B, Rakheja S, Feng Y. Enhancement of vehicle stability through integration of direct yaw moment and active rear steering[J]. Proceedings of the Institution

- of Mechanical Engineers Part D: Journal of Automobile Engineering, 2016;230(6):830-840.
- [5] Russell H E B, Gerdes J C. Design of variable vehicle handling characteristics using four-wheel steer-by-wire [J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2016, 24(5):1529-1540.
- [6] Zhang Jie, Zhang Yun-qing, Chen Li-ping, et al. A fuzzy synthesis control strategy for active four-wheel steering based on multi-body models[C]//SAE Paper, 2008-01-0603.
- [7] Hamzah N, Aripin M K, Sam Y M, et al. Yaw stability improvement for four-wheel active steering vehicle using sliding mode control[C]//2012 IEEE 8th International Colloquium on Signal Processing and its Applications, Melaka, Malaysia, 2012:127-132.
- [8] Tian Jie, Chen Ning, Yang Jie, et al. Fractional order sliding model control of active four-wheel steering vehicles[C] // ICFDA'14 International Conference on Fractional Differentiation and Its Applications, Catania, Italy, 2014:1-5.
- [9] Tan Lei, Yu Shu-you, Guo Yang, et al. Sliding-mode control of four wheel steering systems[C]//IEEE International Conference on Mechatronics and Automation, Takamatsu, Japan, 2017:1250-1255.
- [10] Dahmani H, Pages O, Hajjaji A E. Robust control with parameter uncertainties for vehicle chassis stability in critical situations[C]//2015 54th IEEE Conference on Decision and Control, Osaka, Japan, 2015:209-214.
- [11] Ye Min, Wang Quan, Jiao Sheng-jie. Robust H_2/H_∞ control for the electrohydraulic steering system of a four-wheel vehicle[J]. Mathematical Problems in Engineering, 2014(4):1-12.
- [12] 王菁, 于树友, 陈虹. 基于约束 H_∞ 输出反馈的四轮转向模型跟踪控制[J]. 信息与控制, 2016, 45(1):53-59.
- Wang Jing, Yu Shu-you, Chen Hong. Model following control of active 4WS vehicle based on constrained output feedback H_∞ control[J]. Information and Control, 2016, 45(1):53-59.
- [13] Amdouni I, Jeddi N, El Amraoui L. Optimal control approach developed to four-wheel active steering vehicles[J/OL]. [2017-07-29]. <https://ieeexplore.ieee.org/stamp/stamp.jsp?tp=&arnumber=6552547>.
- [14] Zhang Z Y, Huang M H, Ji M X, et al. Design of the linear quadratic control strategy and the closed-loop system for the active four-wheel-steering vehicle [J]. SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems, 2015, 8(1):354-363.
- [15] Yu Shu-you, Wang Jing, Wang Yan, et al. Disturbance observer based control for four wheel steering vehicles with model reference[J]. IEEE/CAA Journal of Automatica Sinica, 2018, 5(6):1121-1127.
- [16] Gao Bing-zhao, Chen Hong, Liu Qi-fang, et al. Position control of electric clutch actuator using a triple-step nonlinear method[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2014, 61(12):6995-7003.
- [17] Hu Y, Hu D, Fan Y, et al. Electronic throttle controller design using a triple-step nonlinear method[C]//Intelligent Control and Automation, 2014:816-821.
- [18] Zhao Hai-yan, Gao Bing-zhao, Ren Bing-tao, et al. Integrated control of in-wheel motor electric vehicles using a triple-step nonlinear method[J]. Journal of the Franklin Institute, 2015, 352(2):519-540.
- [19] Masao N, Yutaka H, Sachiko Y. Integrated control of active rear wheel steering and direct yaw moment control[J]. Vehicle System Dynamics, 1998, 29(Sup. 1):416-421.
- [20] Chen Hong, Gong Xun, Liu Qi-fang, et al. Triple-step method to design non-linear controller for rail pressure of gasoline direct injection engines[J]. IET Control Theory and Applications, 2014, 8(11):948-959.
- [21] 张博, 张建伟, 郭孔辉, 等. 基于电动助力转向系统的转向盘转角跟随算法[J]. 吉林大学学报:工学版, 2019, 49(2):336-344.
- Zhang Bo, Zhang Jian-wei, Guo Kong-hui, et al. Steering wheel angle tracking control algorithm based on electric power steering system[J]. Journal of Jilin University(Engineering and Technology Edition), 2019, 49(2):336-344.
- [22] 胡云峰, 顾万里, 梁瑜, 等. 混合动力汽车启停非线性控制器设计[J]. 吉林大学学报:工学版, 2017, 47(4):1207-1216.
- Hu Yun-feng, Gu Wan-li, Liang Yu, et al. Start-stop control of hybrid vehicle based on nonlinear method [J]. Journal of Jilin University(Engineering and Technology Edition), 2017, 47(4):1207-1216.
- [23] Esmailzadeh E, Vossoughi G R, Goodarzi A. Dynamic modeling and analysis of a four motorized wheels electric vehicle[J]. Vehicle System Dynamics, 2001, 35(3):163-194.
- [24] 安部正人. 汽车运动和操纵[M]. 北京:机械工业出版社, 1998.
- [25] 杜峰, 闫光辉, 魏朗, 等. 主动四轮转向汽车最优控制及闭环操纵性仿真[J]. 汽车工程, 2014, 36(7):848-852.
- Du Feng, Yan Guang-Hui, Wei Lang, et al. Optimal control and closed-loop controllability Simulation for active four-wheel steering vehicle[J]. Automotive Engineering, 2014, 36(7):848-852.